

Acta of Turin Polytechnic University in Tashkent

Volume 10 | Issue 2

Article 1

July 2020

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ДЕЙСТВИЯ ЭНЕРГОСРЕДСТВА И ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО МОДУЛЯ

Бозорбой Собиров

Ургенчский филиал Ташкентского университета информационных технологий имени
Мухаммада Ал-Хорезми, o.mirzakhmedov@polito.uz

Фарход Матмуродов

Туринский политехнический университет

Follow this and additional works at: <https://uzjournals.edu.uz/actattpu>

Recommended Citation

Собиров, Бозорбой and Матмуродов, Фарход (2020) "МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ
ДИНАМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ДЕЙСТВИЯ ЭНЕРГОСРЕДСТВА И ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО
МОДУЛЯ," *Acta of Turin Polytechnic University in Tashkent*. Vol. 10 : Iss. 2 , Article 1.

Available at: <https://uzjournals.edu.uz/actattpu/vol10/iss2/1>

This Article is brought to you for free and open access by 2030 Uzbekistan Research Online. It has been accepted for inclusion in Acta of Turin Polytechnic University in Tashkent by an authorized editor of 2030 Uzbekistan Research Online. For more information, please contact sh.erkinov@edu.uz.

АСТА ТТРУ

I. FUNDAMENTAL SCIENCE



МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ДЕЙСТВИЯ ЭНЕРГОСРЕДСТВА И ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО МОДУЛЯ

Собиров Бозорбой¹, Матмуродов Фарход²

¹Ургенский филиал Ташкентского университета информационных технологий имени Мухаммада Ал-Хорезми,

²Туринский политехнический университет.

Аннотация

В работе впервые математически моделированы совместной действий энергосредства, технологического модуля и агрегаты. В частности написаны система уравнений описывающие поступательного движения энергосредства и линейного движения технологического модуля, задних и передних рабочих агрегатов. Так же аналитически написаны задние и передние крюковые моменты энергосредства.

Ключевые слова: энергосредство, технологическая модуль, агрегат, поступательное и линейное движение, крюковой момент.

MATHEMATICAL SIMULATION OF DYNAMIC PARAMETERS OF ACTION OF ENERGY MEANS AND TECHNOLOGICAL MODULE

Sobirov Bazarboy¹, Matmurodov Farkhod²

¹Urgench Branch of Tashkent University of Information Technologies named after Muhammad al-Khwarizmi

²Turin Polytechnic University in Tashkent

Abstract

For the first time mathematically simulated joint actions of power equipment, technological module and units. In particular, a system of equations describing the translational motion of the energy means and the linear motion of the process module, the rear and front working units are written. The rear and front hook moments of the power facility are also analytically written.

Keywords: energy means, process module, unit, translational and linear motion, hook moment.

В технологической машине механо-, гидро-, и электрические силовые механизмы устанавливаются последовательно и параллельно. Теория передачи энергосилы в последовательно-параллельно движущихся механо-, гидро-, электрических механизмах технологических машин в целостном виде достаточно не изучены. Многие исследования проведены в разброшенном виде.

В работе [2] исследованы трактора с двухосным прицепом движущаяся по горизонтальной и наклонной плоскостям, процесс торможением на всех колесах.

Так же изучены кинематические и силовые параметры прицепного устройства тракторного прицепа.

Теоретически и экспериментально доказано, что повышение производительности МЭС через увеличение тягового усилия трактора (увеличение ширины захвата, или применение комбинированных машин), или через увеличение его скорости в настоящее время достигли предельных значений и в обозримом будущем не претерпят существенных изменений [3].

При наличии характеристик отдельных составляющих элементов (узлов) с помощью обобщенной модели

могут устанавливаться закономерности обмена энергией между узлами и энергетические возможности всего агрегата [4].

В работе [1] разработана и проанализирована математическая модель трех модификаций мобильного энерго модуля с электрической трансмиссией на базе асинхронного электродвигателя с упругими связями. Модель мобильного энерго модуля с электромеханической силовой передачей на базе асинхронного электродвигателя основана на использовании податливости между дизелем и синхронным генератором и представлена пятью звеньями механическим звеном двигателя внутреннего сгорания, состоящим из движущихся механо-, гидро-, электрических механизмов.

В целях повышения универсальности энергосредства оборудованы передним и задним гидронавесными устройствами. В универсальных энергосредствах реализована концепция преимущественной передачи (до 100%) мощности двигателя через ВОМ [6]. Это позволяет эффективно агрегатировать с ним машины и комбайны с активными рабочими органами и до

2 раз снизить массу энергосредства по сравнению с тракторами аналогичной мощности тяговой концепции. Наличие переднего и заднего валов отбора мощности позволяет агрегировать сельхозмашины с двух сторон энергосредства, используя их в одном комплексе, что сокращает количество проходов по полю. В зависимости от необходимости двигаться вперед или назад рабочее место оператора может реверсироваться.

Со стороны исследователя [5] теоретически исследованы передачи механической энергии с изменением подачи топлива. Изучены снижения динамических нагрузок в силовой передаче и защиты от колебаний внешней нагрузки за счет демпфирующих свойств и автоматического изменения передаточного числа привода механизмов.

Изходя из вышеприведенных анализов можно сказать, что разработка теории передачи энергосил в механо-, гидромеханизмах в целостном и последовательно-параллельном состоянии считается важной задачей.

Задние и передние крюковые моменты энергосредства можем определить следующими выражениями

$$M_{kr} = M_{10} + M_{11} + M_c \left[1 - 0,5 \xi_a \cos(2pvt / T) \right] = M_{10} + M_{11} + \frac{r_k k_{ud} b}{i \eta_{tr}} \left[1 - 0,5 \xi_a \cos(2pvt / T) \right] \quad (1)$$

$$\begin{aligned} M_{krp} &= M_7 + M_8 + M_{c9} \left[1 - 0,5 \xi_{ap} \cos(2p_p vt_p / T_p) \right] = \\ &= M_7 + M_8 + \frac{r_{kp} k_{udp} b_p}{i_{gn} \eta_{gn}} \left[1 - 0,5 \xi_{ap} \cos(2p_p vt_p / T_p) \right] \end{aligned} \quad (2)$$

$$\text{где, } M_c = \frac{r_k k_{ud} b}{i \eta_{tr}}, \quad M_{c9} = \frac{r_{kp} k_{udp} b_p}{i_{gn} \eta_{gn}} - \text{ момент,}$$

равный математическому ожиданию момента сопротивления задних и передних агрегатов, Нм; i – передаточное число трансмиссии и гидронасоса; r – радиус качения колеса задних и передних колес энергосредства, м; k_{ud} – удельное сопротивление задних и передних агрегатов, Н/м; b – ширина захвата задних и передних агрегатов, м; ξ_a – степень неравномерности сопротивления задних и передних агрегатов; v – скорость движения, м/с; p – коэффициенты пропорциональности

удельное сопротивление задних и передних агрегатов; t – время переходного процесса заднего и переднего агрегата, с; T – период изменения величины заднего и переднего момента сопротивления M_c и M_{c9} ; i – КПД трансмиссии и гидронасоса.

Опишем уравнение линейного движения энергосредства и технологического модуля

$$\begin{aligned} m_{es} \frac{dv_{es}}{dt} &= \frac{M_5}{r_5} + \frac{M_6}{r_6} + \frac{M_7}{r_7} + \frac{M_8}{r_8} - \\ &- \frac{M_9}{r_9} - R_{10} - R_{11} - R_{a1} - R_{a2} \end{aligned} \quad (3)$$

с другой стороны

$$m_{es} \frac{dv_{es}}{dt} = R_{k5} + R_{k6} + R_{k7} + R_{k8} - R_{k9} - P_{kr} \left(1 + \frac{\delta_{kr}}{2} \cos(m_{kr} t) \right) - P_{krp} \left(1 + \frac{\delta_{krp}}{2} \cos(m_p t) \right). \quad (4)$$

$$m_{texn m} \frac{dv_{texn m}}{dt} = \frac{M_{10}}{r_{10}} + \frac{m_{11}}{r_{11}} - R_{a1} - R_{a2} \quad (5)$$

с другой стороны

$$m_{texn m} \frac{dv_{texn m}}{dt} = R_{k10} + R_{k11} - P_{kr} \left(1 + \frac{\delta_{kr m}}{2} \cos(m_m t) \right), \quad (6)$$

Для линейного движения энергосредства в уравнении вставим выражения $R_{k5}, R_{k6}, R_{k7}, R_{k8}, R_{k9}$ и связываем угловой скорости, для упрощения принимаем, что левые и правые колеса имеют одинаковые параметры: $r_5=r_6, a_5=a_6, c_5=c_6, k_5=k_6, r_7=r_8, a_7=a_8, c_7=c_8, k_7=k_8$,

$$\begin{aligned} m_{es} \frac{dv_{es}}{dt} &= \frac{r_5}{a_5} (c_5 \lambda_{es} + k_5 \dot{\lambda}_{es}) + \frac{r_6}{a_6} (c_6 \lambda_{es} + k_6 \dot{\lambda}_{es}) + \frac{r_7}{a_7} (c_7 \lambda_{esp} + k_7 \dot{\lambda}_{esp}) + \frac{r_8}{a_9} (c_8 \lambda_{esp} + k_8 \dot{\lambda}_{esp}) - \\ &- \frac{r_9}{a_9} (c_9 \lambda_m + k_9 \dot{\lambda}_m) - P_{kr} \left(1 + \frac{\delta_{kr}}{2} \cos(m_{kr} t) \right) - P_{kr} \left(1 + \frac{\delta_{kr}}{2} \cos(m t) \right) = \\ &= 2 \frac{r_5}{a_5} (c_5 \lambda_{es} + k_5 \dot{\lambda}_{es}) + 2 \frac{r_7}{a_7} (c_7 \lambda_{esp} + k_7 \dot{\lambda}_{esp}) - \frac{r_9}{a_9} (c_9 \lambda_m + k_9 \dot{\lambda}_m) - P_{kr} \left(1 + \frac{\delta_{kr}}{2} \cos(m_{kr} t) \right) - \\ &- P_{krp} \left(1 + \frac{\delta_{krp}}{2} \cos(m_p t) \right) \end{aligned} \quad (7)$$

$$\begin{aligned} m_{es} \frac{dv_{es}}{dt} &= \frac{2 \frac{r_5 c_5}{a_5} \left(\ddot{\phi}_5 r_5 - \frac{V_{aes}}{(1-\delta_{es})} \right)}{\left(1 - \frac{\ddot{\phi}_5 k_{sh es}}{r_5} \right)} + 2 \frac{r_5 k_5}{a_5} \frac{d \left[\frac{\left(\ddot{\phi}_5 r_5 - \frac{V_{aes}}{(1-\delta_{es})} \right)}{\left(1 - \frac{\ddot{\phi}_5 k_{sh es}}{r_5} \right)} \right]}{dt} + \frac{2 \frac{r_7 c_7}{a_7} \left(\ddot{\phi}_7 r_7 - \frac{V_{aes p}}{(1-\delta_{es p})} \right)}{\left(1 - \frac{\ddot{\phi}_7 k_{sh es p}}{r_7} \right)} + \\ &+ 2 \frac{r_7 k_7}{a_7} \frac{d \left[\frac{\left(\ddot{\phi}_7 r_7 - \frac{V_{aes p}}{(1-\delta_{es p})} \right)}{\left(1 - \frac{\ddot{\phi}_7 k_{sh es p}}{r_7} \right)} \right]}{dt} - c_9 \frac{r_9}{a_9} \left(\ddot{\phi}_9 r_9 - \frac{V_{ap}}{(1-\delta_p)} \right) / \left(1 - \frac{\ddot{\phi}_9 k_{sh p}}{r_9} \right) - \\ &- k_9 \frac{r_9}{a_9} \frac{d \left[\left(\ddot{\phi}_9 r_9 - \frac{V_{ap}}{(1-\delta_p)} \right) / \left(1 - \frac{\ddot{\phi}_9 k_{sh p}}{r_9} \right) \right]}{dt} - P_{kr} \left(1 + \frac{\delta_{kr}}{2} \cos(m_{kr} t) \right) - P_{krp} \left(1 + \frac{\delta_{krp}}{2} \cos(m_p t) \right) \end{aligned} \quad (8)$$

Продольная деформация шин заднего и переднего колес при $\phi_5=\phi_6, \phi_7=\phi_8, r_5=r_6, r_7=r_8$

$$\lambda_{es} = \left(\ddot{\phi}_{kes} r_{kes} - \frac{V_{aes}}{(1-\delta_{es})} \right) / \left(1 - \frac{\ddot{\phi}_{kes} k_{shes}}{r_{kes}} \right) = \frac{\left(\ddot{\phi}_s r_5 - \frac{V_{aes}}{(1-\delta_{es})} \right)}{\left(1 - \frac{\ddot{\phi}_s k_{shes}}{r_5} \right)} \quad (9)$$

$$\lambda_{esp} = \left(\ddot{\phi}_{kesp} r_{kesp} - \frac{V_{aesp}}{(1-\delta_{esp})} \right) / \left(1 - \frac{\ddot{\phi}_{kesp} k_{shesp}}{r_{kesp}} \right) = \left(\ddot{\phi}_7 r_7 - \frac{V_{aesp}}{(1-\delta_{esp})} \right) / \left(1 - \frac{\ddot{\phi}_7 k_{shesp}}{r_7} \right) \quad (10)$$

$$m_{texnm} \frac{dv_{texnm}}{dt} = R_{k10} + R_{k11} - P_{krm} \left(1 + \frac{\delta_{krm}}{2} \cos(m_m t) \right) = \frac{r_{10}}{a_{10}} (c_{10} \lambda_m + k_{10} \dot{\lambda}_m) + \frac{r_{11}}{a_{11}} (c_{11} \lambda_m + k_{11} \dot{\lambda}_m) - P_{krm} \left(1 + \frac{\delta_{krm}}{2} \cos(m_m t) \right) \quad (11)$$

$$m_{texnm} \frac{dv_{texnm}}{dt} = 2 \frac{r_{10} c_{10}}{a_{10}} \left(\ddot{\phi}_{10} r_{10} - \frac{V_{am}}{(1-\delta_m)} \right) / \left(1 - \frac{\ddot{\phi}_{10} k_{sh10}}{r_{10}} \right) + \frac{d}{dt} \left[\left(\ddot{\phi}_{10} r_{10} - \frac{V_{am}}{(1-\delta_m)} \right) / \left(1 - \frac{\ddot{\phi}_{10} k_{sh10}}{r_{10}} \right) \right] - P_{krm} \left(1 + \frac{\delta_{krm}}{2} \cos(m_m t) \right). \quad (12)$$

Так же для линейного движения технологического модуля в уравнении вставим выражения R_{k10} , R_{k11} и связываем угловую скорость, для упрощения принимаем, что левые и правые колеса имеют одинаковые параметры:

$$r_{10} = r_{11}, a_{10} = a_{11}, c_{10} = c_{11}, k_{10} = k_{11}.$$

Для прямолинейного движения два задний и передний агрегаты находятся выражением

$$\begin{aligned} m_{a1} v_{a1} &= c_{xm} \lambda_m - \left(P_{c1} \left(1 - e^{-k_{t1} V_{am}} \right) \right) + A_{P_{c1}} \\ m_{a2} v_{a2} &= c_{xm} \lambda_m - \left(P_{c2} \left(1 - e^{-k_{t2} V_{am}} \right) \right) + A_{P_{c2}} \\ m_{ap} v_{ap} &= c_{xp} \lambda_p - \left(P_{cp} \left(1 - e^{-k_{tp} V_{ap}} \right) \right) + A_{P_{cp}} \end{aligned} \quad (13)$$

с другой стороны их можем определить выражением

$$\begin{aligned} m_{a1} v_{a1} &= c_{xm} \lambda_m + a_{\lambda_m} \dot{\lambda}_m - P_{cm} - m_{a1} g \varphi_{cm} \\ m_{a2} v_{a2} &= c_{xm} \lambda_m + a_{\lambda_m} \dot{\lambda}_m - P_{cm} - m_{a2} g \varphi_{cm} \\ m_{ap} v_{ap} &= c_{xp} \lambda_p + a_{\lambda_p} \dot{\lambda}_p - P_{cp} - m_{ap} g \varphi_{cp} \end{aligned} \quad (14)$$

где R_{k5} , R_{k6} , R_{k7} , R_{k8} , R_{k9} , R_{a1} , R_{a2} , R_{k10} , R_{k11} - толкающие усилия со стороны заднего левого и правого колеса, со стороны переднего левого и правого колеса, колес переднего агрегата, касательные усилия первого и второго агрегата, со стороны левого и правого колеса технологического модуля, кН;

P_{kr}, P_{krp}, P_{krm} - заднего, переднего и модульного крюковые усилия энергосредства и модуля, кН; $\delta_{kr}, \delta_{krp}, \delta_{krm}$ - степень неравномерности соответствующего усилия;

m_{kr}, m_p, m_m - частота колебаний соответствующего крюковых средств; t - время действий; m_{a1}, m_{a2}, m_{ap} - масса 1-го, 2-го и переднего агрегата, v_{a1}, v_{a2}, v_{ap} - скорость 1-го, 2-го и переднего агрегата, C_{xm}, C_{xp} - жесткость шины в продольном направлении технологического модуля и переднего агрегата, P_{c1}, P_{c2}, P_{cp} - тяговое сопротивление на рабочих органах 1-го, 2-го и переднего агрегата, k_{t1}, k_{t2}, k_p - экспериментальный коэффициент нарастания тягового сопротивления 1-го, 2-го и переднего агрегата, $A_{p_{c1}}, A_{p_{c2}}, A_{p_{cp}}$ - темп нарастания силы тягового сопротивления 1-го, 2-го и переднего агрегата;

$a_{\lambda_m}, a_{\lambda_p}$ - коэффициент продольного демпфирования колес технологического модуля и переднего агрегата g - ускорения свободного падения; $\varphi_{cm}, \varphi_{cp}$ - угол поворота остова энергосредства относительно задней и передней поперечной горизонтальной оси, проходящей через центр масс энергосредства;

Здесь продольная деформация шин колес технологического модуля λ_m и колес переднего агрегата λ_p найдем

$$\lambda_m = \left(\ddot{\varphi}_{km} r_{km} - \frac{V_{am}}{(1 - \delta_m)} \right) / \left(1 - \frac{\ddot{\varphi}_{km} k_{shm}}{r_{km}} \right) \quad (15)$$

Для правой колес будут выражения имеет вид

$$\lambda_{10} = \left(\ddot{\varphi}_{10} r_{10} - \frac{V_{am}}{(1 - \delta_m)} \right) / \left(1 - \frac{\ddot{\varphi}_{10} k_{sh10}}{r_{10}} \right),$$

$$\lambda_p = \left(\ddot{\varphi}_{kp} r_{kp} - \frac{V_{ap}}{(1 - \delta_p)} \right) / \left(1 - \frac{\ddot{\varphi}_{kp} k_{shp}}{r_{kp}} \right), \quad (16)$$

Для левых колес будут выражения имеет вид

$$\lambda_9 = \left(\ddot{\varphi}_9 r_9 - \frac{V_{ap}}{(1 - \delta_p)} \right) / \left(1 - \frac{\ddot{\varphi}_9 k_{shp}}{r_9} \right), \quad (17)$$

$$v_{es} = v_{texm} = v_{a1} = v_{a2} = v_{ap}$$

где, $\ddot{\varphi}_{km}$ и $\ddot{\varphi}_{kp}$ - угловые скорости колес технологического модуля и переднего агрегата; r_{km}, r_{kp} - динамические радиусы колес технологического модуля и переднего агрегата, $r_{km} = r_{10} = r_{11}; V_{am}, V_{ap}$ - скорости технологического модуля и переднего агрегата, $V_{am} = V_{ap}; \delta_m, \delta_p$ - коэффициенты буксование колеса технологического модуля и колес переднего агрегата; k_{shm}, k_{shp} - продольная деформация шин колес технологического модуля и колес переднего агрегата, $k_{shm} = \lambda_{10} = \lambda_{11}.$

Заключение

Впервые сформулирована и написана система уравнений описывающая затрат силовых величин в элементах распределения и различных механизмах, которые осуществляют линейного движения энергосредства и технологического модуля, задних и передних рабочих агрегатов. Эта обобщенная единая математическая модель лучшим образом поможет конструкторам создавать перспективного, комбинированного многофункционального мобильного энергосредства.

Литература

1. Ванин А.Г. Обоснование рабочих параметров мобильного энергетического модуля сельскохозяйственного назначения с электромеханической трансмиссией // Автореф. дис. на соискание уч.ст. к.т.н. РФ, Саранск, 2007, -С.5.
2. Ionel A., Ioan C., Nicolae B. [Kinetic-dynamic analysis of the farm tractor & twin-axle trailer combination in various mechanical states](#). INMATEH – Agricultural Engineering journal 2, 2009, -PP.4-7, Web of Science.
3. Кутьков Г.М. Энергонасыщенность и классификация тракторов // Тракторы и сельхозмашины. - 2009. - №5. - С.11-14.

4. Optimizing tractive performance SAE, Off-Highway Engineering, №2 / 2001, -PP, 35-50.
5. Сенькевич, А.А. Повышение эффективности функционирования посевного машинно-тракторного агрегата путем установки в трансмиссию трактора класса 1,4 упругодемпфирующего механизма: дис. канд. техн. наук: зерноград, 2008, -179 С.
6. Шуринов В.А. Кормоуборочный комплекс «Полесье» / В.А. Шуринов // Тракторы и сельхозмашины. – 1989. - №9,- С.45-47.